

密封件与密封手册

[英]R.H.沃林 著

宋学义 张尔正 译

国防工业出版社

密封件与密封手册

〔英〕R.H.沃林 著

宋学义 张尔正 译

国防工业出版社

内 容 简 介

本手册是关于密封件与密封技术的一本综合性手册，内容包括密封技术基础、静密封、动密封、转轴油封、机械端口密封、特殊结构密封、特殊用途密封、密封材料及密封件选用资料。内容丰富实用，取材较新，能反映国外七十年代末、八十年代初密封技术的先进水平。

本手册可供机械设计、工厂运行、维护与修理的工程技术人员参考。也可供高等院校有关专业的师生阅读。

SEALS AND SEALING HANDBOOK

R. H. Waring

Trade & Technical Press Ltd 1981

密封件与密封手册

〔英〕R. H. 沃林 著

宋学义 张尔正 译

国防工业出版社 出版、发行

(北京市海淀区紫竹院南路23号)

新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印刷

787×1092 1/16 印张19³/₄ 461千字

1990年5月第一版 1990年5月第一次印刷 印数：0,001—5,065册

ISBN 7-118-00252-6/TH·16 定价：10.10元

前 言

借助于一种密封件防止两个发生摩擦和磨损的运动零件之间的液体泄漏，这是一个工程师经常反复遇到的问题，不论他是汽车工程师、工厂工程师、液压工程师、气动工程师、机械工程师还是其他别的工程师，都是如此。防止在无菌、危险或易爆环境中连续运行的机器上粘性、腐蚀性或不相容的流体在高压或高温下泄漏，可能是工程师的反复重现的噩梦。另外，现代机器的日常技术条件，要求更大的功率、更快的速度、更长的工作寿命和更高的压力，所有这一切又要求新型的密封材料，改进的密封结构和更好的密封方法。为此而编写了《密封件与密封手册》(第一版)。本书中囊括了设计师、工程师、技师或其他同类人员需要知道的静密封、动密封、机械端面密封、一般的和特殊的密封方法的基础、原理、选择和使用知识。它是目前在这个最重要、最困难的工程领域中所能得到的最详尽、最实用和资料最新的著作。

目 录

第 1 部分 基础和原理	1	迷宫密封	219
定义	1	正作用密封	221
密封机理	4	膜片密封	222
密封摩擦	8	活塞环	225
磨损和密封寿命	15	石墨密封	230
表面状态	17	液环密封	232
环境卫生和安全	20	液体屏障密封	233
第 2A 部分 静密封	26	鼓胀密封	235
垫片	26	磁流体密封	237
各类静密封	55	自粘压缩密封	240
自密封紧固件	62	第 3A 部分 特殊用途密封	242
液态密封胶	64	液压密封	242
第 2B 部分 动密封	71	气动密封	252
压缩填料	71	航船轴管密封	258
O 形圈	87	第 3B 部分 特殊用途密封	263
空心金属圈密封	116	高温密封	263
其他实心橡胶圈	121	大直径密封	267
挠性唇形密封	126	第 4 部分 材料	269
复合密封	137	橡胶的性质	269
开口环密封	147	橡胶材料	280
毛毡密封	153	塑性聚合物	287
拭尘圈和刮尘圈	154	各类密封材料	288
第 2C 部分 油封	162	硬质合金	289
第 2D 部分 机械端面密封	181	密封材料的相容性	293
第 2E 部分 特殊密封形式	211	第 5 部分 资料	297
波纹管密封	211	密封选择指南	297
衬套密封	217		

第1部分 基础和原理

定 义

密封本质上是用一种装置来密闭（密封）一个缝隙或使一处接合不漏流体（气体或液体）的。密封件大体分为两类：

i) 在彼此没有相对运动的结合面间产生密封性的静密封件。

ii) 在彼此有相对运动（如一根轴相对于一个孔的回转运动、活塞杆或活塞在一个缸体中的往复运动）结合面间产生密封性的动密封件。

一个密封件和一个接合件之间能够有所区分的界线在于，前者通常用于密封一种周期性的相对运动，因此本质上属于一种动密封。一个接合件系用来在两个恒静的或相对静止的构件或结合面之间进行密封的，故属于一种静密封。这样使用的密封材料特别称之为接合件、连接件或垫片。然而，许多动密封件同样可以用作静密封件，在做这种应用时，可称其为密封件，而不称其为接合件或垫片。

对动密封的另一种称谓是填料，或压盖填料，这一名称来自对穿过孔或压盖的活塞杆、轴或活塞进行动密封的原始方法，在这种方法中采用一种弹性或半弹性材料填充孔或压盖，造成一个局部接触区域，从而阻止泄漏的发生。此种方法仍被广泛地采用着，而且在实际上仍是某些具体场合的标准方法，但目前所用的各种填密材料在种类和性能两方面都已有了极大的发展。

另外，有一些类型的密封件，与上述静密封件和动密封件的基本定义不完全符合。例如某些静密封件（依照其功能）也能用来适应被密封面的一定运动，如象管道挠性联接器的各种旋转动作。这类密封有时被称为半静密封件、挠性（静）密封件或假静密封件。但大多数情况下，只是简单地依其功能和用途加以命名。

与此类似，还有一些专为防止尘埃、灰尘和其他有害污染物侵入一个系统面设计的密封件类型。这类密封件采用了波纹管、防护罩或类似的结构型式，此类结构型式基本上属于半静密封件，但能直接适应大幅度的相对运动。另一方面，这类密封件也可以采用环形密封件的结构型式，或者是设计成提供擦拭或刮离作用的，或仅提供防尘作用，而不是密封作用的动密封件。这两种类型的密封件可以统称之为防尘密封件。

密封的分类与型式

静密封通常依型式来命名，如垫片、环形密封件等。垫片可以进一步按材料来分类，象非金属（纤维）垫片、橡胶垫片、金属垫片、半金属垫片等等，或者按其结构划分为平垫片、螺旋缠绕垫片等等。密封胶被看作是单独一类，也可分别称作液体垫片、液态联接、螺纹密封胶等。

动密封件可以归为两大类：

(i) 在强制压力下贴压在密封面上的接触型密封件。

(ii) 借固定间隙（即没有摩擦接触）起作用间隙密封件。

大多数通用动密封件属于前一类，靠仅由一层薄油膜隔开的（和润滑的）摩擦接触起作用。这类密封件又分为两种不同的种类，即压缩型密封件和压力赋能型密封件。

当填料箱被固紧，填料径向胀开时，压缩型密封件借加在软填料或填密环上的挤压作用产生径向密封力，如图 1 所示。实际的填料通常为嵌入填料箱中的具有一定切长的和适当截面的形式。在使用时构成一组切口环，这组切口环通过拧紧压盖螺母而被压紧，于是填塞了填料箱的有效长度，并在填料和其将要在上滑动的表面之间产生径向压力，这种型式的压缩密封件都是名副其实的填密件，而且可以用于动密封和静密封用作往复型和旋转型密封件。

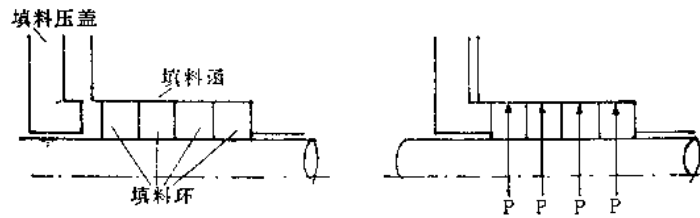


图 1

另外，此类密封件适于在（往复）运动的两个方向上进行密封，因此是一种双作用密封件。其特殊的用途是用作重载（往复式）活塞杆密封件或旋转轴密封件。另有一些采用环形刚性件类型的压缩密封件，环形刚性件靠被顶弹到位（如活塞环），或靠施加弹簧压力（如金属开环密封件）造成其接触压力。

压力赋能型动密封件分为两类。第一类由一些采用过盈配合装入沟槽中的实心橡胶环（例如 O 形圈、矩形圈）构成。这就产生一种挤压或预压力，于是便在静止状态下造成密封作用（此类密封件也可以单纯用作静密封件）。在流经间隙、作用在密封件一侧上的流体压力作用下，橡胶断面发生形变，于是使密封面压力增加了一个数量等于流体压力的压力。例如，如果预压力为 p ，流体压力为 P ，则工作状态下的有效密封力为 $P + p$ ，参见图 2。由于这一压力大于流体的有效压力（ P ），遂使密封作用得以维持。只要密封件不挤入间隙，这种状态就能保持得很好。此种结构形式的密封件可以是双作用的，亦即能够对往复运动在两个方向上实行密封。

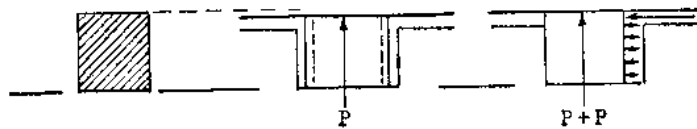


图 2

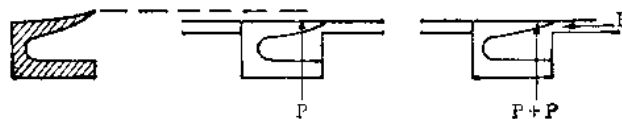


图 3

另一种压力赋能密封采用有一个（或几个）柔性唇边的凹形件，见图3。这种密封件也采用过盈配合装配，以形成一个预压力 p 。于是作用在凹形件上的流体压力 P 就进一步使密封力增加到 $P+p$ 。这一类中的典型密封件有U形圈、V形圈及其变型件，以及有一些具有单边柔性唇的凹形件，例如C形圈及其变型品种。此种结构形式的密封为单作用的，即靠压力赋能进行密封只在一个方向上是有效的。

再有一些环形密封件，把两种工作模式结合在一起，也就是说装有一个配有一种实心橡胶环的柔性唇形件。这类密封件当中有一些可以背对背地组合起来，以构成双作用密封件。

环形密封件只有一个工作面，在用作一个活塞杆密封件或活塞密封件时，即可归入这一类。从这种意义上说，它们是非对称型的。有时也分别称其为内径密封件或外径密封件，如图4所示。要尽量避免采用这些称谓，因为同样的称谓，可能用于一个密封件相对于某一特定机件的实际位置，例如用内装、外装字眼。还要注意，某些结构形式的活塞杆密封件同时能很好地用作活塞密封件，反之亦然。换句话说，在这种意义上它们是对称型的。

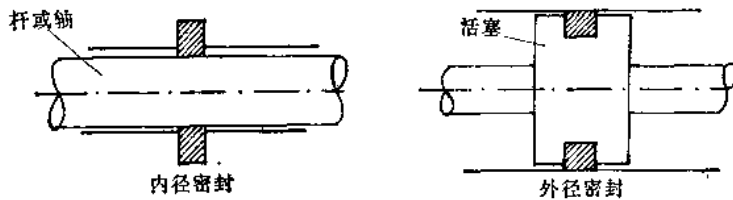


图 4

还有另一种形式的动（旋转）密封件，即围有箍紧螺圈弹簧的窄唇密封件。这种密封件亦按过盈配合装配，在这种情况下，通过弹簧的张拉而得到预压力。此种形式的密封件具有较小的摩擦（因为唇部接触面窄小）和相当有限的压力密封性（如果通过采用一个更强的箍紧弹簧来增加预压力，势必会影响窄小唇部的过分磨损）。这种密封件专门用作旋转轴的油封件，转轴油封是对它最为恰当的叫法。然而，一般常称其为径向唇形密封件，但这不是一个很明确的定义，因为有许多其他类型带唇边的环形密封件，亦可用作径向轴封件。

端面密封件

结构最简单的端面密封由一个用金属外壳或金属骨架支承的弹性膜片构成，磨合在轴的台肩或法兰之上，借一个弹簧或一组弹簧保持接触面处的压力，如图5所示。这样所得到的密封面积显然大于一个唇形密封件的密封面面积，结果形成了一种严实的密封，而且由于密封面不会脱离接触，有助于防污，逐使密封效果很少会因存在污垢而受到影响。还有，由于利用了弹簧压力，所以密封面磨损时能自动得到补偿，同时，磨损量本身与端面加载大小成正比，而且也与所涉及的摩擦材料有关。通过选用适当的材料，例如选用一个连接膜片的耐磨密封圈与铸铁的、磷青铜的或不锈钢的摩擦面相接触，磨损就可以减少到忽略不计的程度。

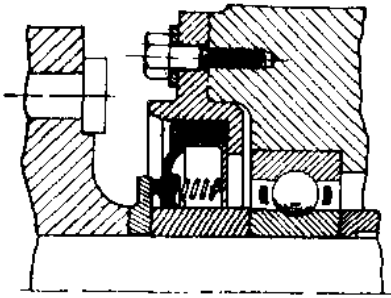


图 5

这种简单的端面密封件，可采用波纹管作为弹性元件，此时，这种密封件称作波纹管密封件。但要记住，这类密封件是动密封件，完全不同于那种作静密封件或防尘装置的波纹管。

机械端面密封

在负荷条件较为苛刻状态下使用的、结构更为复杂一些的弹簧加载端面密封、叫做机械密封件。这类密封虽说是端面密封件，但却采用了两个靠弹簧压力保持紧密接触的刚性配对环，其中一个静止的，一个是旋转的。这些环由低摩擦材料制成（或者配成一个低摩擦副），因此，必要时可以在各种高转速和各种摩擦速度条件下工作，而无太大的磨损、磨损或过热的现象。在处理高温流体介质时，如有必要，亦可注入冷却剂以冷却之。

密封机理

密封的目的在于，对一处有可能发生泄漏而要对其施以密封的地方，设置一个完善的物理壁垒。静密封件是无泄漏密封件。欲达此目的，密封件须有足够的弹性，以能够流（嵌）入和填满被密封面上的任一凹凸不平之处，同时还要保持足够的刚性，以防止在系统满载密封压力下挤入表面间的间隙之中。此两项要求长时间得到满足。弹性流动是通过压紧加载而形成的，密封件经压缩处于受力状态。于是，贮存在整个密封系统中的弹性应变就能维持了接触压力。系统中可能会产生的任何应力松弛都会使性能降低。这种情况有可能由于密封材料本身的应力松弛（这可能还伴随着蠕变滑入间隙）、不均匀热膨胀，或者在采用垫圈的情况下，由于法兰挠曲或螺栓拉伸而引起。

所有弹性环形密封件都需要密封材料在装配状态下与配合件之一有过盈配合。例如，就以诸如O形圈或矩形圈之类的实心橡胶密封圈来说，材料可以处于受正压或受正拉状态，或者处于部分受压、部分受拉状态。同样，一个柔性唇形密封件，也可以处于受压或受拉状态，视该断面是外径密封，还是内径密封而定。

因此，不管密封的结构形式如何，在密封触点与配合面之间都会产生一种载荷。这种界面载荷的大小，取决于组装密封件时的过盈量或所造成的“压缩量”以及材料的弹性模量。在唇形密封件的情况下，界面载荷会随着唇边径向厚度、挠性腿部长度以及材料的弹性模量而变化。界面载荷的分布与截面的几何形状有关，如图1所示。这种载荷曲线表明了摩擦与泄漏特性的大体情况。对于动密封件来说，为求得使密封组件运动的动力载荷，须以摩擦系数去乘密封件造成的载荷，这种动力载荷实质上是一种功率损失。

至少从理论上说，接触压力愈大，密封件所贮蓄的弹性应变能也愈大，因而，用来抑制使用当中所产生的松弛的余地也就愈大，直至密封材料本身由于过度受压而损坏并彻底丧失工作能力为止，这基本上是符合实际情况的。虽然由于弹性材料本身是不可压缩的（即能够容许变形而不能减少体积），而只能在此极限之内被预加压力，但是这

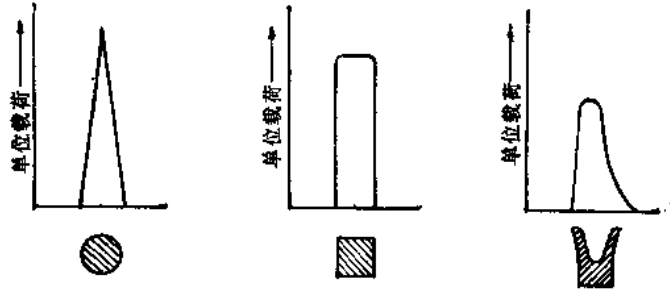


图 1

种情况在使用垫圈时比使用其他形式的静密封件更易出现。

有关一个动密封件的这些要求彼此是有抵触的，因而需要通盘考虑。以接触型密封件而论，良好的密封性需要被密封面上有足够大的接触压力（这与被密封的介质压力大小有关）；同时，密封件要最大限度地减少摩擦和磨损。

在采用一个压缩型密封件的情况下，较大的预加载荷和较大的摩擦力是不可避免的。通过选用适当的填料或密封材料，可以将摩擦力减小到一定程度，在采用填料的情况下，也可以通过挤紧压盖的办法来调整摩擦力的大小，以求得到一个与许用密封性和允许泄漏量相适应的最小压缩。再者，为了补偿填料表面可能产生的磨损，压盖的压紧状况需要定期加以调整。这对大多数形式的压盖填料密封来说是一项常规要求。

对于一个压缩密封件来说，不管实际压力如何，密封摩擦相对来说总是比较高的。因此，如果是为在特高压下进行密封调节压盖，此时的压缩（从而摩擦）将比在较低压力下工作时所需要的压缩更大。静摩擦（从面起动摩擦力）亦会比动摩擦更大，尽管这种差别在采用掺合或涂覆聚四氟乙烯的填料时，可以忽略不计。用于运动场合的压缩密封的另一缺点是远不如压力赋能密封件小巧。

然而，对于不同的应用场合，各类密封件常常是各有千秋的。例如，对于旋转运动，

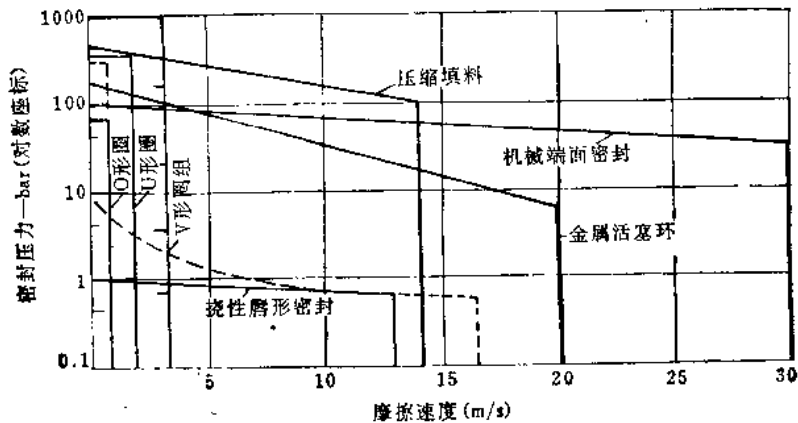


图 2

特别是处于重载状态下的旋转运动来说，压盖填料密封一般具有较高的寿命，而且是唯一有可能采用适宜材料来耐受高温和抵抗恶劣使用条件的密封类型。另一方面，对于往复工作，甚至在苛刻的工作条件下（在所用材料的最高使用温度范围内），挠性（压力赋能）密封件或密封组件有良好的工作性能，其摩擦与磨损也相当小。不过，所有挠性密封件，就其在耐受压力而无挤出和过度变形方面，都受到一定条件的制约，同时，由于可得到的不同设计的众多品种，尚须就应用与组装逐一研究。图 2 表明了各种动密封件适应的标准压力和速度范围。

对于几乎所有类型的动密封件（压缩型的或压力赋能型）来说，密封件的润滑在决定密封性能与寿命方面均起重要的作用。当滑动面的材料为聚四氟乙烯时，情况也许是例外的，因为当聚四氟乙烯在大多数他种材料的表面上滑动时具有极低的摩擦系数，而且能在不加润滑的条件下摩擦，所产生的磨损可以忽略不计。在“湿”态应用场合，被密封的流体本身可以提供有效的润滑。在密封干燥气体、水溶液或蒸汽时，流体本身不是润滑剂，此时有必要为密封面提供一个润滑剂源，或者使密封材料掺杂一种润滑剂。甚至会要求一种专门的密封设计，或者使挑选一种合用型密封或填料的余地大为减少。

压缩填料可以设计成在干燥的表面上工作，在此种情况下，润滑剂包含在填料本身之中。简单的压缩密封圈和压力赋能型密封件或密封组件通常设计成在充分润滑条件下工作。在上述两种情况下，密封件本身均浮在润滑剂膜上，润滑剂构成了最末一道密封屏障，靠液膜的表面张力保持在一定的位置上，如图 3 所示。

这层液膜的厚度是关键性的。如果太薄，液膜就会由于表面的凹凸不平形成桥连状态，此时将产生较大的摩擦和较快的密封磨损。如果太厚，则弯液面将遭到破坏，此时会造成较高的泄漏流量。实际上，在运动条件下，密封是不会很完善的（亦即若无过度的预压力就不会是一个无泄漏密封），而且其工作性能将取决于载荷、速度和流体粘度。

在静止状态时，润滑液膜在预压力的作用下往往被挤压成厚度小于 $0.25\mu\text{m}$ (0.00001in)，此时由于仅存在着边界润滑，便导致产生相当高的起动摩擦力。随着速度增加，形成全液动力润滑，并具有最小的摩擦，见图 4。在这些条件下，液膜厚度可在 $0.25\sim 2.5\mu\text{m}$ ($0.00001\sim 0.0001\text{in}$) 之间。随着速度的进一步增加，摩擦可能再次加大，这要取决于润滑剂粘度、密封形状和结构细节以及摩擦面的性状。这一题目在密封摩擦一章中将给予更加详细的讨论。

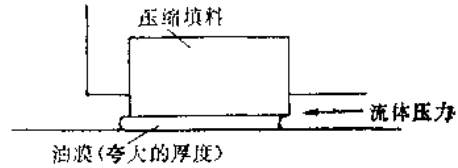


图 3

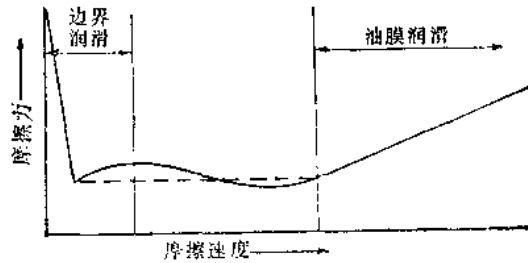


图 4

● 原文有误。——译者

泄漏

采用多数压缩型密封件都有可能使泄漏减少到零或接近于零（与流体粘度和被密封压力有关），只要增加预（压缩）压力即可，实际上，也就是将其转变成带摩擦接触的静密封件。那么，至多只有边界润滑存在，压缩型密封件一般不适于实际用作动密封件。同样，在采用压力赋值型密封件或端面密封时（这类密封件在运动工作状况下通常是要泄漏的），虽然靠增加其接触压力的办法能减少泄漏，但另一方面却也付出了增大其摩擦、降低和缩短其可靠工作寿命的代价。因此，成功地设计（或适当地选择）的密封件，能在允许的摩擦、磨损和泄漏的限度内保证必要的压力密封性。

在往复密封的情况下，流体的运输可能会引起进一步的损失。以往复活塞杆密封为例来说，杆的外露部分会因此携带一层油膜，这未必是一种泄漏的征兆，倒不如看成是密封面已受到润滑的表现。这层油膜通常在活塞杆返回行程中又被带过密封，除非密封件有所谓的“擦拭”作用，正如采用压缩型密封件时的情况那样。

此种情况下的实际泄漏量等于由活塞杆上实际刮下来的（或在密封的“干”侧积存的）油量或液体量。就一个压缩型密封件来说，为了保证密封面有足够的和连续的润滑，需要这种连续的实际存在的泄漏，除非在为了制止泄漏而增大压缩时，填料是自润滑的。在挠性密封的情况下，实际泄漏量相当于外出油膜与内进油膜的实际积附量之差，这个差很小，可以忽略不计。如果泄漏量过大，可能是由于密封不严引起的，或者是由于在内进行程中的刮拭作用过大造成的，例如，在过紧地装配一个起防尘或刮油作用的防尘圈时，便会出现这种现象。事实上，一个与主密封圈结合在一起的防尘圈，能起到一种泵的作用，这个防尘圈将在每一次内进行程中除掉活塞杆上正常情况下外出油膜的大部分附油量，不过为达到这一点，刮拭作用必须相当强（见图5）。

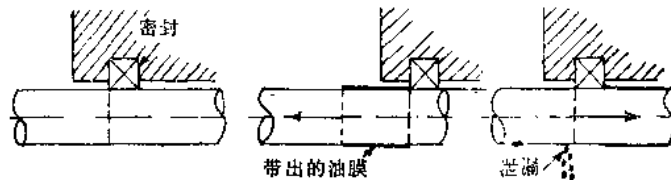


图 5

从上述可以得出几点具有实际意义的结论，即：(i) 在视在泄漏和实际泄漏之间是有差别的，特别是对于唇形密封件来说，更是如此；(ii) 在一个密封件的“干”侧表面上有油是正常的，而且是所希望的（因为表面有充分的润滑）；(iii) 完全干燥的密封工作状态很可能表明润滑不足，而且会过早出现密封件的磨损或失效。当然，如像上述(ii)中所说的情况那样，一个活塞杆的外露部分有油膜存在，乃是为什么在含有灰尘和污垢的气氛下，还需要并且希望有一个防尘装置的原因。一个防尘密封应在返进行程中除掉那些可能粘附在油膜上的各种颗粒，同时防止这些颗粒与返进油膜一起被携带回密封装置。

在典型的液压系统中，由于输送油液而引起的流体损失是很少的。在一般情况下，每平方米密封面积的输油量（与密封结构有关）应在 $0.001 \sim 0.004 \text{ cm}^3$ 之间（ 0.001 in^3 每平方米密封面积），密封面积等于行程长度乘以密封周长（或 $\pi \times$ 密封件直径）。

这里，应该指出，在采用一个压力赋能型密封件，在不加压状态工作时，其流体输运损失，可能比用同类密封件在加压状态下工作时多得多。另外，双作用密封件（例如活塞密封件）可能比单作用密封件造成更大的油液输运损失。

密封摩擦

一个动密封件与密封面之间的摩擦力与诸如密封结构和材料、流体和流体压力、温度、摩擦速度以及表面光洁度等许多因素有关。造成的摩擦载荷在许多应用场合，可能影响不是很大的（希望有最小摩擦，以得到最佳工作性能的气动缸和气动阀除外），但就摩擦本身在其能产生热这一点来说是有利的，这种热能招致密封材料和润滑膜的破坏或者由于降低了流体粘度而增加泄漏，有时也会同时造成这两种后果。对密封材料和润滑膜的破坏更值得注意，因为它可能产生一些磨料性产物，从而进一步促进摩擦和磨损。

从这方面来说，密封的工作性能一般是很难分析清楚的，因为这要涉及到许多针对于密封结构的经验因素。然而，从根本上看，摩擦显然正比于实际接触压力的函数，不过有关的实际摩擦系数，除了要随材料和表面光洁度而变化外，还要随速度、时间等的变化而变化。

在没有楔合的情况下，密封摩擦与有效接触压力成正比，即

$$\text{密封摩擦} = \mu \cdot P_e \times a \cdot b$$

式中 μ = 摩擦系数；

P_e = 有效接触压力；

a = 密封面接触宽度 (in)；

b = 密封面接触长度 (in)
= πd (在为环形密封件时)；

式中的 d 为接触直径。

摩擦系数应表征在摩擦接触中所牵涉的材料特性及润滑的存在情况。不过，摩擦系数也随摩擦速度而变化，因此，一个比较完整的公式为

$$\text{密封摩擦} = \mu \cdot V \cdot P_e \times a \cdot b$$

式中 V = 摩擦速度。

这一公式的应用受到严格的限制，特别是一般在不知道装配压力或“过盈”压力，从而也基本上确定不出有效压力 (P_e) 时更是如此（在压力赋能型密封件的情况下， P_e 等于“过盈”压力与流体压力之和）。下面的半经验公式可能更为有用，不过这一公式未将摩擦速度、表面光洁度这样一些因素考虑在内。

$$\text{密封摩擦} = K \mu P_e \times D$$

式中 K 是针对按设计条件安装和工作的密封结构专用的经验系数，而 D 为密封件直径。

对一个实用的压缩型密封件来说，当其受压时，断面基本上是实心的，不大会产生楔合，其摩擦一般基本上与内压力无关。因此，可以把有效压力 (P_e) 取作压缩的实际压力，不过这一压力是很难或不可能测定的。摩擦系数 (μ) 可能也是未知的，而且是可变的，不过在适当的精度范围内，对其加以估测，还是有可能做到的，下面将要对此

加以讨论。因此，若不依据经验的方法或在那种比较数据的基础上进行估算，则很难找到有效解。为此，上述公式仅能用来针对那些结构形式和材料一样而尺寸不同的压缩型密封件，就其在性能和摩擦方面存在的差别进行研究。

摩擦系数

在光滑干燥密封面上摩擦的典型密封材料的干摩擦 $\mu = 0.4 \sim 1.0$ 。在表面润滑的情况下，这一变化范围要低很多，一般可以在 $0.02 \sim 0.1$ 之间。这种情况对合成橡胶来说，尤为适合。纤维材料和浸渍纤维也有类似的 μ 值，不过一般说来，其 μ 值的变化幅度较小，例如在润滑条件下， $\mu = 0.04 \sim 0.08$ 。润滑的皮革一般具有非常小的摩擦，但皮革密封件的 μ 值却常常比合成橡胶的 μ 值高，这是因为皮革圈通常是与较粗糙的摩擦表面配合使用。

一般地说，材料愈硬，摩擦愈大；材料愈软，则摩擦愈小，不过这种关系只是在低压情况下成立。就硬度能够变化的合成橡胶与那些摩擦系数和材料硬度不一定有关系的

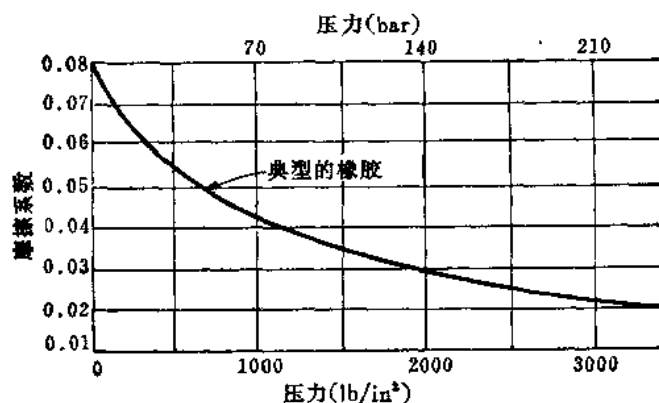


图 1

其他密封材料相比较而言，上述关系更适合于前者。

摩擦系数也是压力的函数，不过，彼此的真实关系未得确切地建立起来。大体上说，低压时，摩擦有最大值，而在达到一定的高压时，便呈现出一最小值，如图 1 所示。由于摩擦与密封件断面变形有关，故这一关系可能会因密封件断面形状的不同而有所变化。

对于缸筒和活塞密封件来说，摩擦随压力的变化与表面光洁度，特别是与加工方式也有关系。图 2 示出了三种不同缸筒的表面光洁度在摩擦方面的典型差别。由于冷锻缸筒具有较粗糙的表面和纹理，因此，随着工作压力的提高，其摩擦的增大要比珩磨或滚压缸筒快得多。

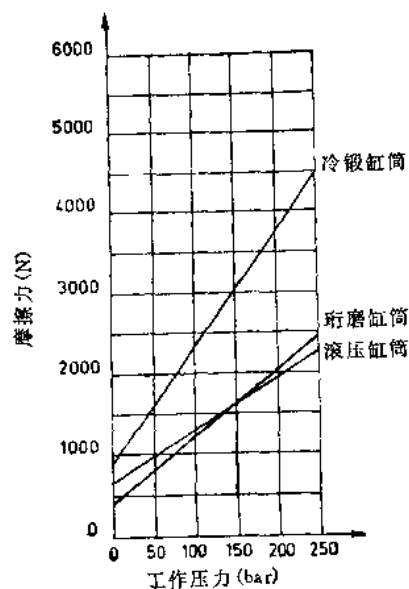


图 2

摩擦与速度

摩擦随摩擦速度的变化比较明确，而且是按照三个阶段变化，如图 3 所示。静摩擦一般是较高的，不过一旦开始“起动”，摩擦系数在低速阶段便下降到一个低值，随着提高速度而增大到第一个峰值。从那以后，随着速度的进一步增加，摩擦系数下降到一个最小值，然后随着速度的增加而再次升高。

上而所述是有关摩擦与速度关系的一般情况，这种关系可能由于其他条件和因密封材料和结构不同而有所变动。例如，一个 O 型密封圈的摩擦在低摩擦速度下是很高的；而采用聚四氟乙烯摩擦面的密封有低的“静摩擦”和一个较为恒定的摩擦系数。

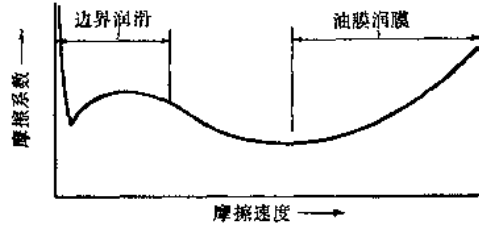


图 3

停留时间的影响

停留时间对摩擦的影响图示于图 4。摩擦系数随停留时间的增加是很快的，同时对“静摩擦”产生影响。促使密封面失去润滑而干燥的各种条件都会加速这种影响，同时在这样的条件下，摩擦/时间曲线逼近干摩擦系数值。干摩擦系数可以达到处于润滑条件下工作的相同密封件摩擦系数的 10 倍大小（摩擦面为聚四氟乙烯的情况除外）。

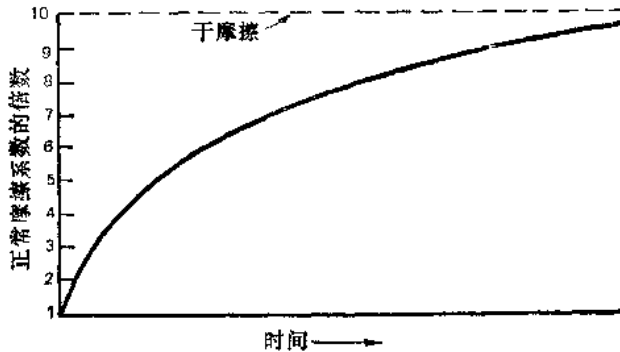


图 4

促使减少停留时间有害影响的有利因素，主要是要保证密封不会干燥（特别是在合成橡胶密封件的情况下）；同时摩擦表面的光洁度高，以防止可变形的密封材料粘于粗糙金属表面的倾向。

在高工作压力下，起动摩擦可能是关键性的，例如它可能限定一个工作液压缸和汽缸的有效备用力。因此，在这种情况下很自然地应该选用那种具有尽可能最小摩擦的密封件。

压力赋能型密封件

对于一个压力赋能型柔性密封件来说，有效压力等于预压力与流体压力之和。流体压力愈高，预压力的效用愈小，而且在许多高压估算的场合，预压力值可以忽略不计。如果在低压计算时需要考虑预压力值的话，最好是通过直接试验测定。

压力赋能型密封件在高压时易出现挤出和楔合，特别是当间隙较大时，更易出现这种现象。假如发生楔合现象，摩擦力就会大大增加，且大体上与有效压力的平方成正比。于是，基本摩擦公式则变为：

$$\begin{aligned} \text{密封摩擦} &= \mu V (p + P)^2 \pi a \cdot b \\ \text{或} &= K \mu V (p + P)^2 \times D \end{aligned}$$

式中 p = 预加过盈压力 (lb/in²)；

P = 流体压力 (lb/in²)；

V = 摩擦速度 (ft/min)；

K = 与密封件形式有关的常数。

至于什么时候可能发生楔合现象，则并无一定规则，因为这要取决于密封件形状及内压和工作条件。例如，表面粗糙、润滑不足和往复速度大，将会增加密封件发生楔合的倾向。一般说来，如果间隙足够小，比如说不大于 0.055~0.127mm (0.002~0.005in)，那么，在正常工作范围工作的密封件，无论是处于何种环境中都不大会发生楔合现象。而当间隙大于 0.25mm (0.010in) 时，则常常有发生楔合的可能。因此，如果按照摩擦与压力成正比的关系所得出的初步计算结果偏低，且间隙又很大时，那么第二个公式可能更适用于该工作条件。

往复密封件的摩擦

往复密封件的摩擦系数主要随密封件结构以及压力而变。摩擦损失与摩擦系数和摩擦速度成正比。摩擦系数与摩擦损失两者均具有重要意义，前者对选择密封形式有影响，后者对推算工作条件下的机械性能损失有意义。在这两种情况下靠得住的数据，只能凭经验来确定。

图 5 示出了典型的 U 形圈、V 形圈组件和三种专利的密封结构的摩擦系数与压力之间的关系。当上述密封件用作液压缸活塞杆密封 (图 6a) 和活塞密封 (图 6b) 时，可以利用以理论牵引功率的百分比表示的摩擦损失来对照表明这种关系。

摩擦随工作压力的增加而变大，但是摩擦损失与液压缸理论牵引功率之比却随压力的增高而减小。这意味着摩擦系数 (μ) 是较小的，因为润滑膜中的液体压力增加，使得密封面的凹凸不平得到有效润滑的缘故。

摩擦生热，面发热使得温度达到 +50°C 以上时，就会影响密封材料。在这样的温度下，有压介质 (通常是油) 能够引起密封材料膨胀或丧失其抗力或硬度。于是，摩擦增大，同时密封件发生永久性损坏的可能性也大大增加了。

油在高温下会老化。随着氧化现象的发生，降低了润滑性能，结果进一步损坏密封材料。

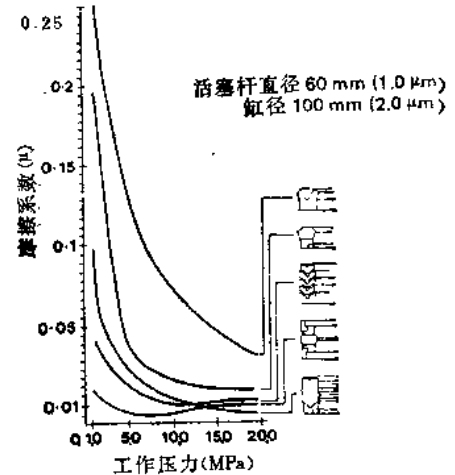
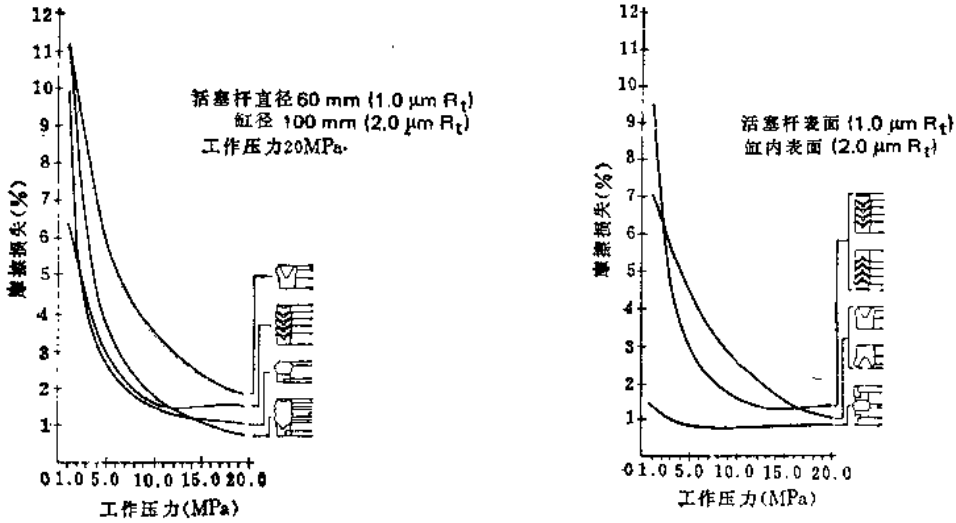
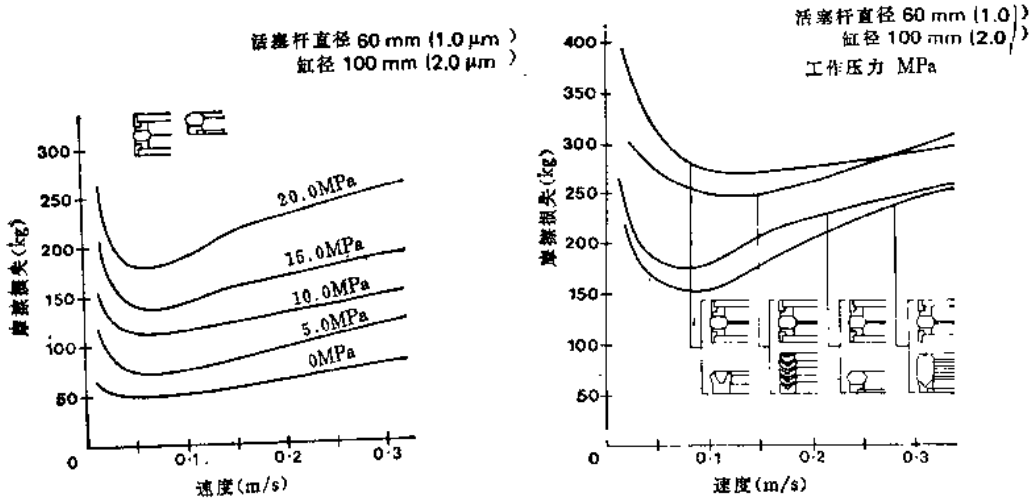


图 5 各种密封装置的摩擦系数 (μ)



(a) 以与液压缸理论牵引功率的百分比表示的活塞杆密封的摩擦损失
 (b) 以与液压缸理论牵引功率的百分比表示的活塞密封的摩擦损失

图 6



(a) D11W型包里帕克·巴塞 (Polypac Balsele) 活塞密封和S11E型活塞杆密封在各种工作压力下的摩擦损失
 (b) 采用D11W型巴塞 (Balsele) 活塞密封和S11E或塞尔马斯特 (Selema)、维帕克 (Veepac) 和聚氨酯U型圈活塞杆密封的液压缸的摩擦损失

图 7

图7 a 和图7 b 示出了某些密封件的摩擦损失与速度之间的关系。对于所有的往复密封件来说，当速度降低到低于0.05~0.15m/s (10~30ft/min) 时，摩擦将急剧增加；但是在高速下，当不能形成润滑表面的油膜时，摩擦也要增加。在密封面与干燥表面接触的场所，例如当一个活塞杆进入液压缸的时刻，情况更是如此。然而，通常只是在无载运行时，才出现高速情况，此时工作压力以及因此而形成的密封面压力是很低的。图 8 示出了与缸筒最终加工状况有关的典型摩擦力数值与活塞速度的关系。

估算液压密封的最大速度是困难的，因为这与许多因素有关。最重要的一些因素是：运动方向、靠在干燥表面上还是润滑的表面上、工作压力、有压液体的粘度以及密